

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Kužel-planetová převodovka pro pojezd převážecího vozíku**

**Bevel-planetary Gearbox for a Travel of a Transporting Wagon**

Student:

Marek Loníček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Výtisk

Ostrava 2010

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 18. 5. 2010

Marek Loniček

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Marek Loniček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hlavní 174  
Záhorovice 687 35

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....18.5.2010.....

Yaroslav Loučák

podpis studenta

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LONÍČEK, M. *Kuželo-planetová převodovka pro pojezd převážecího vozíku: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 33 s. Vedoucí práce: Výtisk, M.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem kuželo–planetové převodovky, kterou je poháněn převážecí vůz. V úvodu je nastíněna vlastní koncepce převodovky. Dále je zvolen motor pro překonání pojezdových ztrát. Následně je vypočten převodový poměr převodovky. Jsou navrženy ozubená kola, hřídele a ložiska. Tyto komponenty jsou poté podrobeny pevnostním a životnostním kontrolám. Výsledný návrh převodovky je uveden v příložené výkresové dokumentaci.

**Klíčové slovo:** kuželo–planetová převodovka, pojezd vozu, planetový převod

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

LONÍČEK, M. *Bevel-planetary Gearbox for a Travel of a Transporting Wagon: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 33 p. Thesis head: Výtisk, M.

Bachelor thesis is dealing with the engineering design of the bevel–planetary gearbox that drive a transit wagon. In the introduction is foreshadowed the personal conception of the gearbox. Further is chosen the motor for an overcoming of travel wastes. Consequently is calculated the gear ratio of the gearbox. Gears, shafts and bearings are designed. These component parts are after it submitted to strength and service life checks. The resulting proposal of the gearbox comes out in the enclosed graphical documentation.

**Key word:** bevel–planetary gearbox, travel of wagon, planetary transmission

# OBSAH

<b>1 SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK</b>	<b>3</b>
<b>2 ÚVOD</b>	<b>5</b>
2.1 Cíle bakalářské práce	5
2.2 Nástin základní koncepce převodovky	6
<b>3 VÝPOČET ODPORU KOL PŘI POJÍŽDĚNÍ</b>	
<b>A POTŘEBNÉ TAŽNÉ SÍLY</b>	<b>7</b>
3.1 Výpočet odporu kol	8
3.2 Výpočet tažné síly	8
<b>4 VOLBA MOTORU A STANOVENÍ POTŘEBNÉHO KROUTICÍHO MOMENTU</b>	<b>9</b>
4.1 Volba motoru	9
4.2 Stanovení potřebného krouťicího momentu	9
4.3 Výpočet průměru připojovacího čepu nápravy	10
<b>5 NÁVRH A VÝPOČET OZUBENÝCH KOL PŘEVODOVKY</b>	<b>11</b>
<b>5.1 Návrh a výpočet kuželového soukolí</b>	<b>11</b>
5.1.1 Návrhový výpočet kuželového soukolí	12
5.1.2 Výpočet geometrie kuželového soukolí	13
5.1.3 Pevnostní výpočet kuželového soukolí	13
<b>5.2 Návrh a výpočet dvoustupňového planetového převodu</b>	<b>13</b>
5.2.1 Výpočet převodového poměru a volba druhu zubů	13
5.2.2 Návrhový výpočet soukolí centrální kolo I – satelit I	14
5.2.3 Výpočet geometrie soukolí centrální kolo I – satelit I	15
5.2.4 Pevnostní výpočet soukolí centrální kolo I – satelit I	15
5.2.5 Návrhový výpočet soukolí satelit I – korunové kolo I	15
5.2.6 Výpočet geometrie soukolí satelit I – korunové kolo I	15
5.2.7 Pevnostní výpočet soukolí satelit I – korunové kolo I	15
5.2.8 Návrhový výpočet soukolí centrální kolo II – satelit II	16
5.2.9 Výpočet geometrie soukolí centrální kolo II – satelit II	16
5.2.10 Pevnostní výpočet soukolí centrální kolo II – satelit II	16
5.2.11 Návrhový výpočet soukolí satelit II – korunové kolo II	17
5.2.12 Výpočet geometrie soukolí satelit II – korunové kolo II	17

5.2.13 Pevnostní výpočet soukolí satelit II – korunové kolo II	17
<b>6 VÝPOČET VNĚJŠÍCH SIL V OZUBENÍ</b>	19
6.1 Silové poměry v kuželovém soukolí	19
6.2 Silové poměry v planetovém převodu	20
6.2.1 Silové poměry ve I. stupni planetového převodu	20
6.2.2 Silové poměry ve II. stupni planetového převodu	20
<b>7 KONTROLA HŘÍDELÍ</b>	21
7.1 Výpočet průměrů hřídelí	21
7.2 Pevnostní kontrola hřídelí	22
<b>8 VÝPOČET LOŽISEK</b>	24
8.1 Výpočet trvanlivosti ložisek dle SKF	24
<b>9 KONTROLA OSTATNÍCH KRITICKÝCH SOUČÁSTÍ</b>	26
9.1 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera	26
9.1.1 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera na hřídeli I	26
9.1.2 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera na hřídeli II	27
9.1.3 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera na hřídeli III	27
9.2 Pevnostní kontrola čepů unášečů	28
9.2.1 Pevnostní kontrola čepu I	28
9.2.2 Pevnostní kontrola čepu II	29
<b>10 ZÁVĚR</b>	30
<b>11 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b>	31
<b>12 SEZNAM PŘÍLOH</b>	33

# 1 SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

$b$	šířka	mm
$d$	průměr	mm
$d_{I,II,III,IV}$	průměr hřídele I, II, III, IV	mm
$d_{\check{c}}$	průměr čepu	mm
$d_m$	průměr střední roztečné kružnice pastorku	mm
$e$	rameno valivého odporu	mm
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření pro valivá ložiska	–
$h$	výška pera	mm
$i_{1,2,3}$	převodový poměr soukolí 1,2,3	–
$i_{IU}^3$	převodový poměr planetového soukolí I	–
$i_{IIU}^3$	převodový poměr planetového soukolí II	–
$i_c$	celkový převodový poměr	–
$k_s$	statická bezpečnost	–
$l$	délka pera, rameno	mm
$m_Q$	přenášené zatížení	kg
$m_h$	modul normální	–
$n$	počet satelitů	–
$n_l$	otáčky motoru	$\text{min}^{-1}$
$n_K$	otáčky pojezdového kola	$\text{min}^{-1}$
$r_{\check{c}}$	poloměr čepu nápravy	mm
$t$	hloubka drážky pera	mm
$v$	pojezdová rychlost	mm
$y$	průhyb hřídele	mm
$z$	počet zubů ozubených kol	–
$z_{1,2}$	počet zubů pastorku, kola	–
$z_{I,II}$	počet zubů u planetového soukolí I,II	–
$z_v$	virtuální počet zubů	–
$C$	základní dynamická únosnost ložisek	kN
$D$	průměr	mm
$F$	síla	N
$F_a$	axiální síla v ozubení	N
$F_r$	radiální síla v ozubení	N
$F_t$	tečná síla v ozubení	N

$F_N$	normální síla v ozubení	N
$F_S$	síla působící na satelit	N
$K$	součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení na satelity	–
$L_{10h}$	základní trvanlivost ložisek v hod.	hod.
$L_{10mh}$	základní modifikovaná trvanlivost ložisek v hod.	hod.
$M_{K1,2,3,4}$	krouticí moment na hřídelích I, II, III, IV	N · m
$M_{Kv}$	virtuální krouticí moment	N · m
$M_O$	ohybový moment	N · m
$M_T$	třecí moment	N · m
$P$	výkon motoru	kW
$P_r$	ekvivalentní dynamické zatížení ložisek	kN
$R$	poloměr	mm
$R_e$	mez kluzu oceli	MPa
$R_{emin}$	minimální mez kluzu oceli	MPa
$S$	průřez	mm <sup>2</sup>
$S_F$	součinitel bezpečnosti zubů v ohybu za únavy materiálu	–
$S_H$	součinitel bezpečnosti zubů v dotyku za únavy materiálu	–
$W_O$	průřezový modul v ohybu	mm <sup>3</sup>
$\alpha_n$	normální úhel profilu ozubení	°
$\beta$	úhel sklonu zubu	°
$\delta_{1,2}$	vrcholový úhel pastorku, kola	°
$\kappa$	součinitel přidavných odporů pro valivá ložiska	–
$\sigma_O$	ohybové napětí	MPa
$\sigma_{redGuest}$	reduované napětí dle Guesta	MPa
$\tau_D$	dovolené napětí v krutu	MPa
$\psi$	poměrná šířka ozubených kol	–
$\varphi$	natočení hřídele	°
$\omega$	úhlová rychlost	s <sup>-1</sup>
$\Sigma$	úhel os kuželového soukolí	°



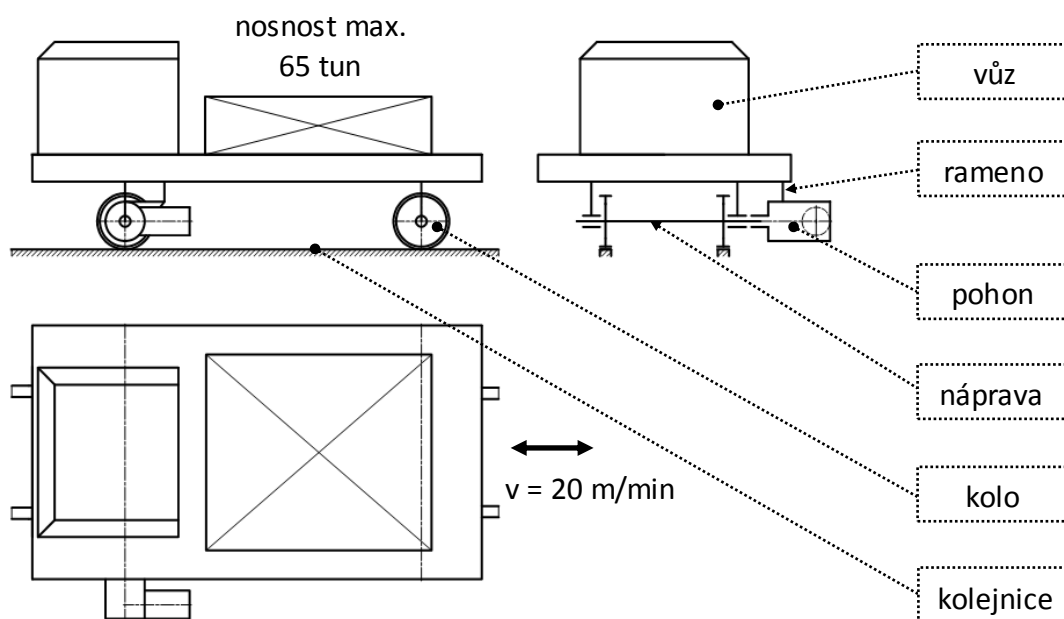
## 2 ÚVOD

Častou aplikací planetových převodovek je jejich nasazení do pohonu různých pojezdových, obecně dopravních prostředků. Pojezdové vozy se pohybují nízkými rychlostmi a převážejí těžká břemena. Významnou redukcí otáček a vysoké výstupní momenty poskytují právě planetové převodovky. Atraktivní výhodou je jejich nízká hmotnost a kompaktnost.

Jsou důležitou součástí turbín větrných elektráren. Mohutně dimenzovaný pohon pl. převodovkou zajišťuje pojezd největšího nákladního vozu na světě, Caterpillar 797B, o průměru kol 4,028 m a max. hmotnosti nákladu 345 tun. Lehkými planetovými reduktory byla vybavena kola robotických vozítek Opportunity a Spirit při průzkumu planety Mars v r. 2004. Pětistupňovou planetovou převodovkou byl vybaven mechanismus na stažení přistávacích airbagů vesmírné sondy Mars Pathfinder pro ztlumení nárazu při přistání. Planetovým převodem je vyzbrojena nová proudová turbína tzv. Geared Turbofan od fy Pratt & Whitney, která má nahradit klasické proudové turbíny letadel. Toliko k široké aplikaci.

### 2.1 Cíle bakalářské práce

- stanovit pojezdový odpor vozu a zvolit vhodný motor na překonání tohoto odporu
- stanovit převodový poměr převodovky a jednotlivých zvolených soukolí
- návrh a kontrola ozubených kol s ohledem na požadovanou životnost
- návrh a kontrola hřídelí a ložisek s ohledem na požadovanou životnost
- kontrola ostatních možných kritických míst převodovky

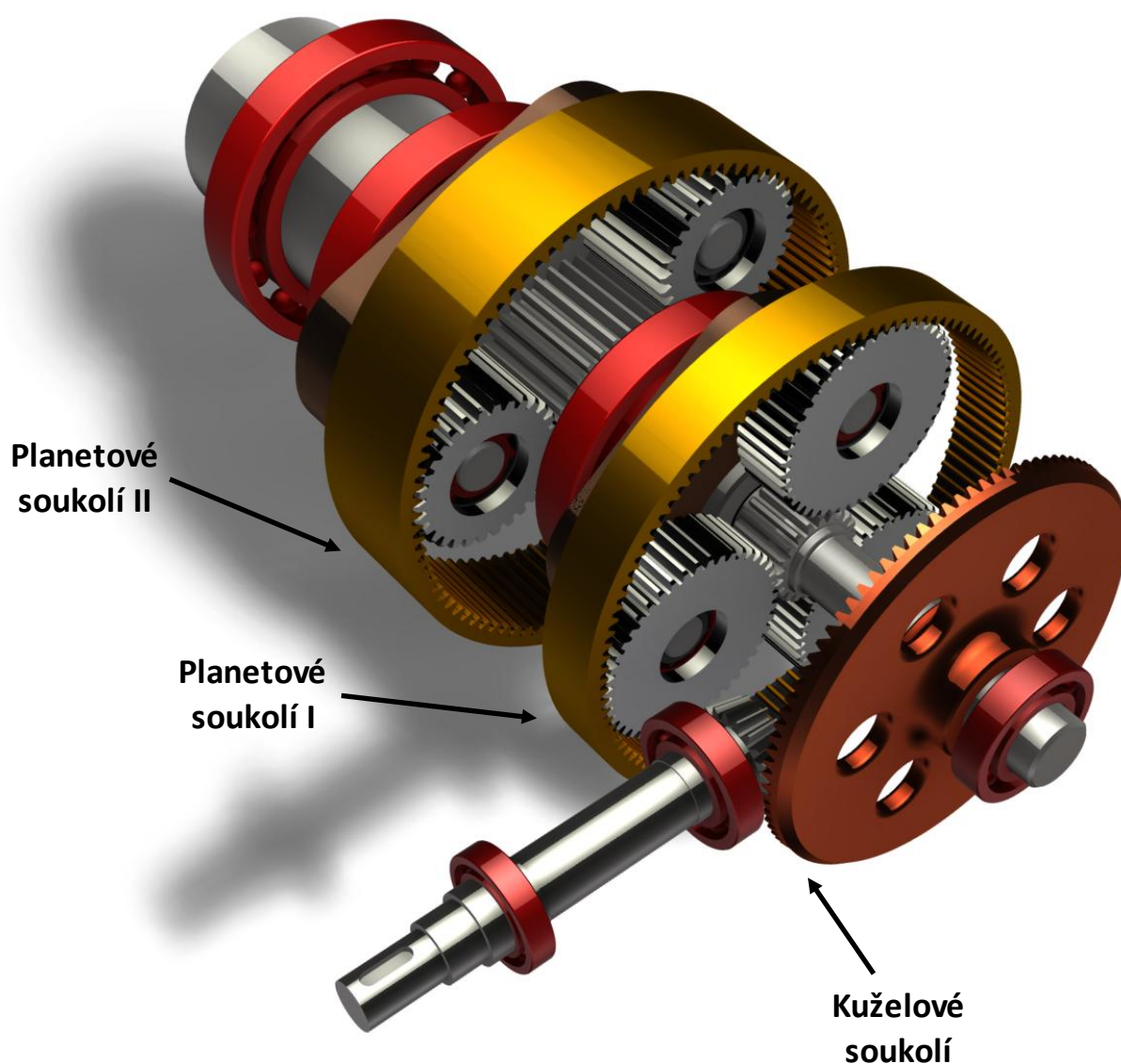


Obr. 2.1 Schéma pojezdového vozu a umístění pohonu

## 2.2 Nástin základní koncepce převodovky

Převodovka bude nasazena na čep nápravy vozu. Motor bude umístěn kolmo na osu nápravy a připevněn pomocí příruby se šrouby ke skříni převodovky. Převodovka musí mít menší průměr než pojezdové kolo. Krouticí moment pohonu bude zachycen ramenem upevněným k vozu. Výše uvedené viz Obr. 2.1.

Vlastním jádrem práce je konstrukční návrh kuželo–planetové převodovky. Nelehkým rozhodnutím bude stanovení dílčích převodových poměrů pro jednotlivá soukolí; ovlivní to totiž celkové rozměry převodovky. Provedl jsem průzkum trhu pohonů s planetovými převody a ujasnil si základní konstrukční představu o vhodném řešení pro můj případ. Vlastní koncepce převodovky je na Obr. 2.2.

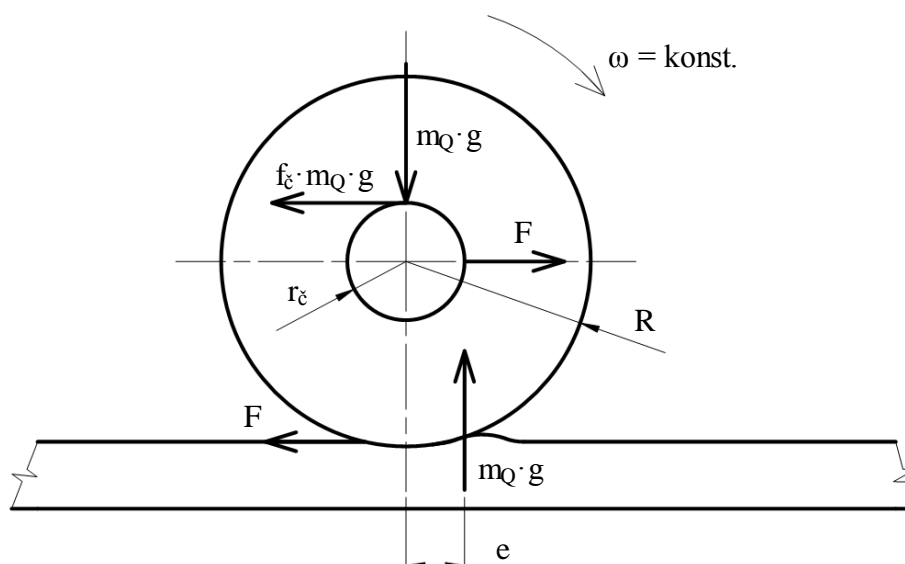


Obr. 2.2 Základní koncepce převodovky

### 3 VÝPOČET ODPORU KOL PŘI POJÍŽDĚNÍ A POTŘEBNÉ TAŽNÉ SÍLY

Při jízdě kolejového vozidla konstantní rychlostí působí proti vyvíjené tažné síle odpor vozidlový a traťový. V mém případě neuvažuji traťový odpor (přímá trať bez sklonu). Dále předpokládám pohyb vozidla v zastřešeném prostoru, čímž eliminuji odpor vzduchu a špatné adhezní podmínky vlivem povětrnostních vlivů.

Vozidlový odpor je tvořen čepovým a valivým odporem. Čepový odpor je způsoben třením v kluzných nebo valivých ložiscích. V případě valivého odporu se pod vlivem zatížení deformuje kolo a kolejnice. Celkovou deformaci lze redukovat do modelu, kdy kolo je dokonale tuhé a deformaci podléhá jen kolejnice. Dokonale tuhé kolo tedy před sebou jakoby hřnulo vlnu deformovaného materiálu. Reakce z kolejnice je pak předsunuta o rameno valivého odporu  $e$ .



*Obr. 3.1 Odpor y kola při pojezdu*

Pro přesnější výpočet nutno uvažovat ještě tření náloleků o kolejnice, tření nábojů kol o postranice i odpory z průhybu kolejové tratě. Tyto neurčité odpory se vyjadřují empirickým součinitelem  $\kappa$ .

### 3.1 Výpočet odporu kol

Z momentové rovnováhy z Obr. 3.1 určíme třecí moment  $M_T$

$$M_T = m_Q \cdot g \cdot (e + f_\varepsilon \cdot r) \cdot \kappa \quad (3.1)$$

$$M_T = 65000 \cdot 9,81 \cdot (0,6 + 0,02 \cdot 50) \cdot 2,5 = 2550600 \text{ N} \cdot \text{mm} \cong 2551 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $m_Q = 65\,000 \text{ kg}$  je přenášené zatížení

$e = 0,6 \text{ mm}$  je rameno valivého odporu dle (13)

$f_\varepsilon = 0,02$  je součinitel čepového tření pro valivá ložiska dle (13)

$r = 50 \text{ mm}$  je zvolený poloměr čepu nápravy dle výsledku rovnice (4.5)

$\kappa = 2,5$  je součinitel přídatných odporů pro valivá ložiska dle Mašinostrojenie dle (13)

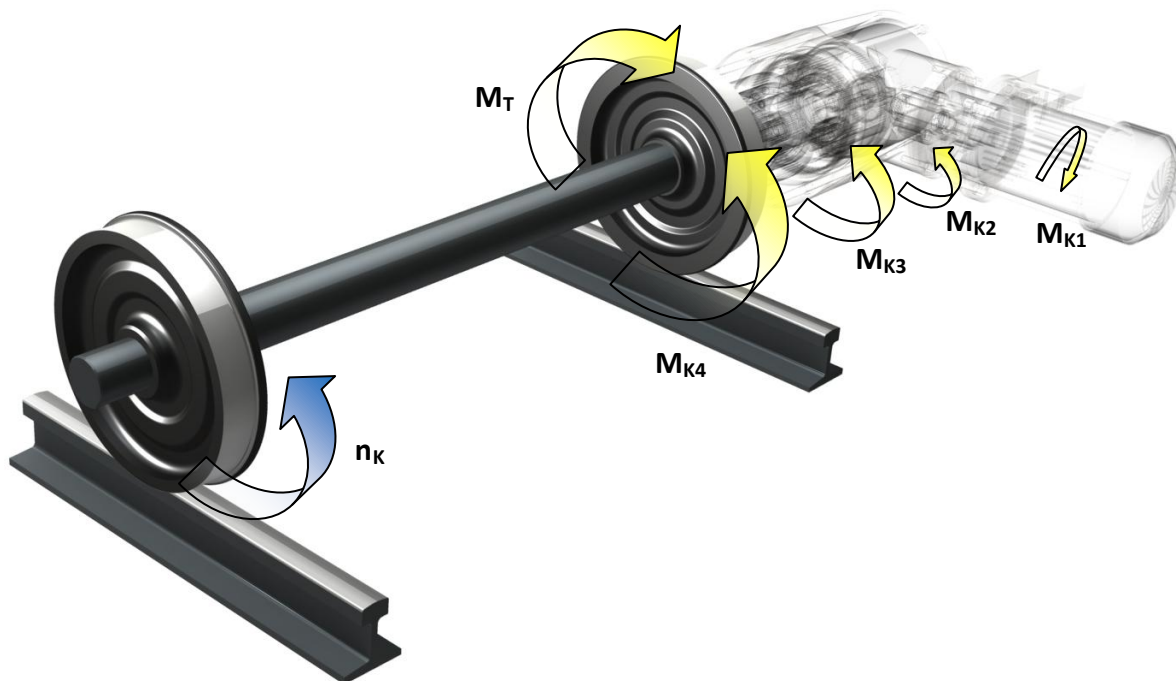
### 3.2 Výpočet tažné síly

Potřebnou tažnou sílu  $F$  vypočteme z třecího momentu  $M_T$ . Velikost tažné síly ovlivňuje především volba druhu ložisek.

Tažná síla  $F$

$$M_T = F \cdot R \Rightarrow F = \frac{M_T}{R} = \frac{2551}{0,25} = 10204 \text{ N} \quad (3.2)$$

kde  $R = 0,25 \text{ m}$  je poloměr kola



Obr. 3.2 K návrhu pohonu

## 4 VOLBA MOTORU A STANOVENÍ POTŘEBNÉHO KROUTICÍHO MOMENTU

Velikost kroučicího momentu nutného k překonání třecího momentu kola je funkcí otáček a výkonu zvoleného motoru a otáček kola.

Přivedený kroučicí moment na kolo musí být přiměřeně větší než třecí moment. Moment vyvíjený motorem a transformovaný přes převodovku ale nesmí příliš převyšovat velikost třecího momentu na kole. Účinnost motoru totiž stoupá s jeho zatížením. Přehnaně výkonný a nevyužitý motor pak plýtvá elektrickou energií.

Z kroučicího momentu na kole pak vypočtu průměr přípojovacího čepu nápravy.

### 4.1 Volba motoru

Otáčky kola

$$n_K = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{20}{\pi \cdot 0,5} = 12,732 \text{ min}^{-1} \quad (4.1)$$

kde  $v = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  je pojezdová rychlost vozu

$D = 0,5 \text{ m}$  je průměr kola

Určení výkonu motoru

$$P = M_T \cdot \omega = M_T \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_K}{60} = 2551 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,732}{60} = 3401 \text{ W} \quad (4.2)$$

Volím trojfázový asynchronní el. motor nakrátko 1LA7 113 – 4AA11 – G26 dle (19).

Důležité parametry elektromotoru

- Kroučicí moment  $M_{K1} = 26,5 \text{ N} \cdot \text{m}$
- Výkon  $P = 4 \text{ kW}$
- Otáčky  $n_1 = 1440 \text{ min}^{-1}$

Zvolený elektromotor je přírubový a má integrovanou elektromagnetickou kotoučovou brzdu.

### 4.2 Stanovení potřebného kroučicího momentu

Pro pojezd vozu požadovanou rychlostí je k dispozici motor o výkonu 4 kW, otáčkách  $1440 \text{ min}^{-1}$  a kroučícím momentu  $26,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

Pro zajištění bezpečného chodu vozu je třeba překonat třecí moment kola  $2551 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Dle výrobce motoru (19) se doporučuje překonat třecí moment alespoň o 15%.

Při zanedbání ztrát při transformaci převodu poskytne motor kroučící moment na kole

$$M_{K4} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_K} = \frac{30 \cdot 4000}{\pi \cdot 12,732} = 3000 \text{ N} \cdot m \quad (4.3)$$

Kontrola dostatečné velikosti výstupního kroučícího momentu

$$M_{K4} > M_T \cdot 1,15 \quad (4.4)$$

$$3000 \text{ N} \cdot m > 2551 \cdot 1,15 \text{ N} \cdot m \Rightarrow 3000 \text{ N} \cdot m > 2934 \text{ N} \cdot m \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

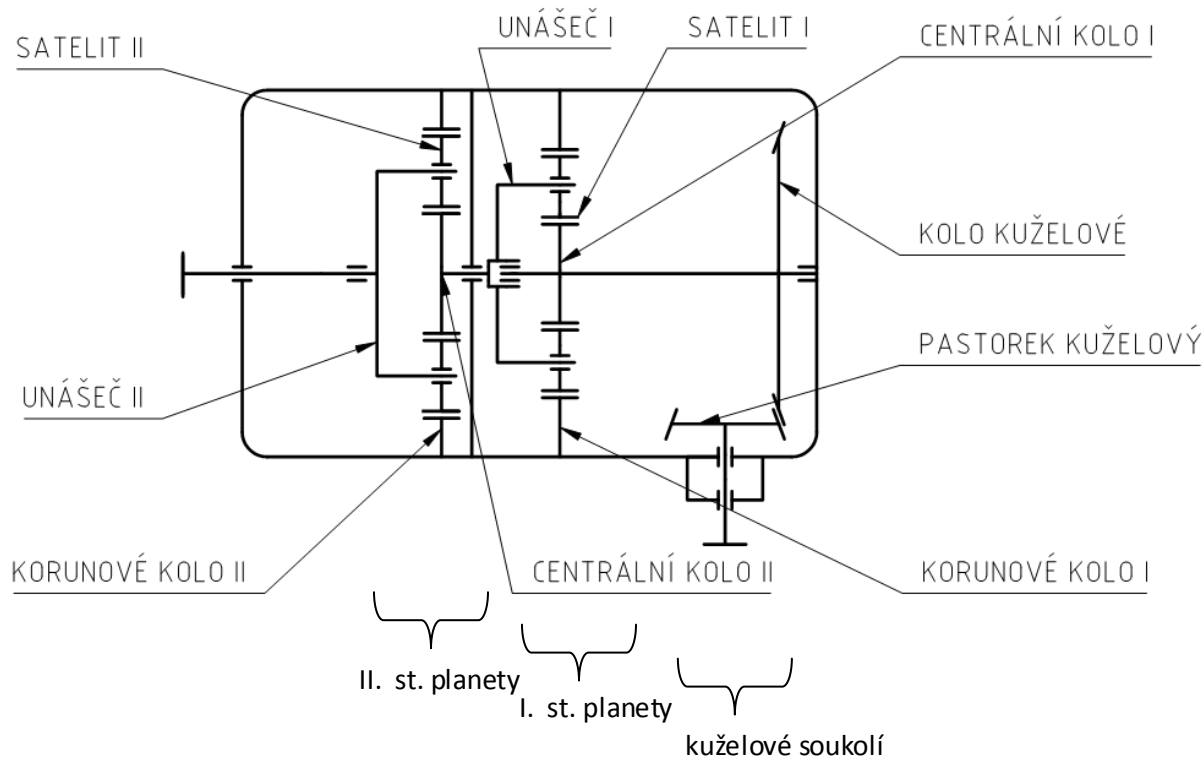
### 4.3 Výpočet průměru přípojovacího čepu nápravy

Z pevnostní podmínky v krutu předběžně vypočteme minimální průměr

$$d_{\varepsilon MIN} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K4}}{\pi \cdot \tau_{D4}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3000 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16}} = 98,48 \text{ mm} \quad (4.5)$$

kde  $\tau_{D4} = 16 \text{ MPa}$  je dovolené napětí v krutu dle (4)

Volím průměr přípojovacího čepu  $d_{\varepsilon} = 100 \text{ mm}$ . Tento průměr se musí shodovat s vnitřním průměrem výstupní duté hřídele.



Obr. 4.1 Kinematické schéma převodovky

## 5 NÁVRH A VÝPOČET OZUBENÝCH KOL PŘEVODOVKY

Ozubená soukolí v kuželo–planetové převodovce lze rozdělit do tří částí.

První část tvoří kuželové soukolí. Druhou část tvoří planetový převod I. stupně a konečně třetí část je tvořena planetovým převodem II. stupně. Viz. Obr. 2.2 a.4.1.

Převodovka má poskytnout celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_1}{n_K} = \frac{1440}{12,732} = 113,10 \quad (5.1)$$

Volbou kuželového a dvou stupňů planetového převodu musím zajistit rovnost

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = i_c$$

kde  $i_1$  je převodový poměr kuželového převodu

$i_2$  je převodový poměr I. stupně planetového převodu

$i_3$  je převodový poměr II. stupně planetového převodu

Volba jednotlivých převodových poměrů může nepříznivě ovlivnit rozměry převodové skříně.

Hodnota krouticího momentu roste od minima na vstupní hřídeli na maximum na výstupní hřídeli. Proto je třeba přihlížet ke kaskádě nerovností

$$i_1 > i_2 > i_3 \Leftrightarrow M_{K1} < M_{K2} < M_{K3}$$

Toleranci převodového poměru volím  $\pm 3\%$ . Jelikož otáčky kola  $n_K$  nejsou kinematicky vázány na jiný převodový mechanismus a slouží pouze pro vyvození konstantní rychlosti vozu, tolerance  $\pm 3\%$  je zcela dostačující.

### 5.1 Návrh a výpočet kuželového soukolí

Kuželové soukolí se skládá z pastorku a kola. Ozubení je tvořeno kruhovými zuby Gleason– Zerol ( $\beta_m = 0^\circ$ ). Výhodou tohoto typu ozubení jsou malé axiální síly a přednosti zubů křivých. Ozubení se vyrábí frézováním na strojích od firmy Gleason.

Z výpočetních důvodů nahradíme kruhové zuby šikmými se sklonem  $30\text{--}35^\circ$ . Výpočet kuželových kol s kruhovými zuby je totiž specifický a je ho nutno provést dle pokynů firmy Gleason. Při výpočtu se kuželová kola nahrazují virtuálními koly. Použití virtuálních kol významně usnadňuje výpočet. Materiály ozubených kol jsou v Tab. 5.1.

### 5.1.1 Návrhový výpočet kuželového soukolí

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN01 4686 – Část 4 jsem provedl v software (26).

Počet zubů pastorku volím  $z_1 = 19$ . Počet zubů kola volím  $z_2 = 96$ .

Převodový poměr kuželového soukolí

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{96}{19} = 5,05 \quad (5.2)$$

Volba tvaru věnce

$$100 \geq \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \geq 30 \quad (5.3)$$

$$100 \geq \sqrt{19^2 + 96^2} \geq 30$$

$$100 \geq 97,86 \geq 30 \Rightarrow \text{volím tvar II (} V_f \neq V_a = V \text{)}$$

Tvar II je primárním tvarem věnce pro kola s kruhově zakřivenými koly Gleason.

Při standardním úhlu os  $\Sigma = 90^\circ$  je vrcholový úhel kola  $\delta_2$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = i_1 \Rightarrow \delta_2 = \operatorname{arctg} i_1 = \operatorname{arctg} 5,05 = 78,805^\circ \quad (5.4)$$

Vrcholový úhel pastorku  $\delta_1$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 78,805^\circ = 11,195^\circ \quad (5.5)$$

Virtuální počet zubů pastorku

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{19}{\cos 11,195} = 19,369 \quad (5.6)$$

Virtuální počet zubů kola

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{96}{\cos 78,805} = 494,466 \quad (5.7)$$

Poměrná šířka modulová pro virtuální soukolí vnější

$$\psi_{me} = \frac{b}{m_e} = \psi_L \cdot \frac{z_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = 0,25 \cdot \frac{19}{2 \cdot \sin 11,195} = 12,233 \quad (5.8)$$

kde  $\psi_L = 0,25$  je zvolená poměrná šířka kuželová pro tvar věnce II dle (3).

Virtuální krouticí moment pro virtuální soukolí vnější

$$M_{Kv1} = M_{K1} \cdot \frac{1}{\cos \delta_1 \left(1 - \frac{\psi_L}{2}\right)} = 26,5 \cdot \frac{1}{\cos 11,195 \cdot \left(1 - \frac{0,25}{2}\right)} = 30,873 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.9)$$

Výsledek návrhového výpočtu kuželového soukolí je uveden formou výpisu z programu (26) v Příloze A.

Volím normalizovanou velikost vnějšího normálního modulu  $m_{ne} = 2,5$ .



Volím společnou šířku kol  $b = 20 \text{ mm}$ .

### 5.1.2 Výpočet geometrie kuželového soukolí

Výpočet geometrie ozubení jsem provedl v software (25).

Výsledek výpočtu geometrie kuželového soukolí je uveden formou tabulky z programu (25) v Příloze B.

### 5.1.3 Pevnostní výpočet kuželového soukolí

Pevnostní výpočet ozubení jsem provedl v software (24).

Výsledek pevnostního výpočtu kuželového soukolí je uveden formou výpisu z programu (24) v Příloze C.

## 5.2 Návrh a výpočet dvoustupňového planetového převodu

Planetový převod se obecně skládá z centrálního kola, satelitů a korunového kola. Tohoto druhu převodu se v poslední době začíná více využívat díky značným výhodám oproti jiným druhům mechanických převodů.

Optimalizaci návrhových parametrů planetového převodu jsem provedl v software (27). Zabrzděnými členy pro oba stupně jsou korunová kola. Ozubení je tvořeno vždy přímými zuby. Korekci  $V$  neuvažuji. Materiály ozubených kol jsou v Tab. 5.1.

### 5.2.1 Výpočet převodového poměru a volba druhu zubů

Celá převodovka má převodový poměr  $i_C = 113,10$ . Kuželové soukolí má převodový poměr  $i_I = 5,05$ . Oba stupně planetového převodu tedy mají zajistit převod

$$i_2 \cdot i_3 = \frac{i_C}{i_1} = \frac{113,10}{5,05} = 22,38 \quad (5.10)$$

#### Výpočet převodového poměru I. stupně planetového převodu

Volím počet zubů centrálního kola I  $z_{I1} = 21$ . Volím počet satelitů  $n_I = 3$ .

Z podmínky smontovatelnosti volím počet zubů korunového kola I  $z_{I3} = 111$

$$\frac{z_{I1} + z_{I3}}{3} = \frac{21 + 111}{3} = 44 \Rightarrow \text{celé číslo, vyhovuje} \quad (5.11)$$

Z podmínky osové vzdálenosti volím počet zubů satelitu I  $z_{I2} = 45$

$$z_{I3} - 2 \cdot z_{I2} - z_{I1} = 0 \Rightarrow 111 - 2 \cdot 45 - 21 = 0 \Rightarrow 0 = 0 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.12)$$

Převodový poměr pro I. stupeň

$$i_{I1U}^3 = 1 + \frac{z_{I3}}{z_{I1}} = 1 + \frac{111}{21} = 6,29 \quad (5.13)$$

### Výpočet převodového poměru II. stupně planetového převodu

Volím počet zubů centrálního kola II  $z_{II1} = 39$ . Volím počet satelitů  $n_{II} = 3$ .

Z podmínky smontovatelnosti volím počet zubů korunového kola II  $z_{II3} = 99$

$$\frac{z_{II1} + z_{II3}}{3} = \frac{39 + 99}{3} = 46 \Rightarrow \text{celé číslo, vyhovuje} \quad (5.14)$$

Z podmínky osové vzdálenosti volím počet zubů satelitu II  $z_{II2} = 30$

$$z_{II3} - 2 \cdot z_{II2} - z_{II1} = 0 \Rightarrow 99 - 2 \cdot 30 - 39 = 0 \Rightarrow 0 = 0 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.15)$$

Převodový poměr pro II. stupeň

$$i_{IIU}^3 = 1 + \frac{z_{II3}}{z_{II1}} = 1 + \frac{99}{39} = 3,54 \quad (5.16)$$

### Výpočet a kontrola celkového převodového poměru převodovky

Převodový poměr dvoustupňového planetového převodu

$$i_{I1U}^3 \cdot i_{IIU}^3 = i_2 \cdot i_3 = 6,29 \cdot 3,54 = 22,27 \quad (5.17)$$

Skutečný celkový převod převodovky

$$i'_C = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 5,05 \cdot 6,29 \cdot 3,54 = 112,45 \quad (5.18)$$

Kontrola tolerance  $\pm 3\%$  skutečného celkového převodového poměru

$$0,97 \cdot i_C \geq i'_C \leq 1,03 \cdot i_C \quad (5.19)$$

$$0,97 \cdot 113,10 \geq 112,45 \leq 1,03 \cdot 113,10 \Rightarrow 109,71 \geq 112,45 \leq 116,49 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 5.2.2 Návrhový výpočet soukolí centrální kolo I – satelit I

Krouticí moment na centrálním kole I

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot i_1 = 26,5 \cdot 5,05 = 133,83 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.20)$$

kde  $M_{K1} = 26,5 \text{ N} \cdot \text{m}$  je krouticí moment motoru

$i_1 = 5,05$  je převodový poměr kuželového soukolí

Krouticí moment na jednom satelitu

$$M_{K2CS} = \frac{M_{K2}}{n} \cdot K = \frac{133,83}{3} \cdot 1,4 = 62,45 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.21)$$

kde  $n = 3$  je počet satelitů

$K = 1,4$  je zvolený součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení na jednotlivé satelity dle (3)

Výsledek návrhového výpočtu soukolí centrální kolo I – satelit I je uveden formou výpisu z programu (26) v Příloze A.

### **5.2.3 Výpočet geometrie soukolí centrální kolo I – satelit I**

Výsledek výpočtu geometrie soukolí centrální kolo I – satelit I je uveden formou tabulky z programu (25) v Příloze B.

### **5.2.4 Pevnostní výpočet soukolí centrální kolo I – satelit I**

Výsledek pevnostního výpočtu geometrie soukolí centrální kolo I – satelit I je uveden formou výpisu z programu (24) v Příloze C.

### **5.2.5 Návrhový výpočet soukolí satelit I – korunové kolo I**

V tomto případě z počtu zubů usuzujeme, že pastorkem je satelit, který přenáší moment poměrný počtu zubů satelitu ku počtu zubů centrálního kola.

Krouticí moment přenášený na jednom satelitu

$$M_{K2SK} = M_{K2S} \cdot \frac{z_{I2}}{z_{I1}} = 62,45 \cdot \frac{45}{21} = 133,83 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.22)$$

Výsledek návrhového výpočtu soukolí satelit I – korunové kolo I je uveden formou výpisu z programu (26) v Příloze A.

Volím společnou šířku kol  $b = 35 \text{ mm}$ . Zvolena optimálně z pevnostní kontroly.

Pro I. stupeň planetového převodu volím modul  $m_n = 2,5$ .

### **5.2.6 Výpočet geometrie soukolí satelit I – korunové kolo I**

Výsledek výpočtu geometrie soukolí satelit I – korunové kolo I je uveden formou tabulky z programu (25) v Příloze B.

### **5.2.7 Pevnostní výpočet soukolí satelit I – korunové kolo I**

Výsledek pevnostního výpočtu geometrie soukolí satelit I – korunové kolo I je uveden formou výpisu z programu (24) v Příloze C.

## 5.2.8 Návrhový výpočet soukolí centrální kolo II – satelit II

Krouticí moment na centrálním kole II

$$M_{K3} = M_{K1} \cdot i_1 \cdot i_2 = M_{K2} \cdot i_2 = 133,83 \cdot 6,29 = 841,76 \text{ N} \cdot m \quad (5.23)$$

kde  $M_{K2} = 128,47 \text{ N} \cdot m$  je krouticí moment na centrálním kole I

$i_2 = 6,29$  je převodový poměr I. stupně planetového převodu

Krouticí moment na jednom satelitu

$$M_{K3S} = \frac{M_{K3}}{n} \cdot K = \frac{841,76}{3} \cdot 1,5 = 420,88 \text{ N} \cdot m \quad (5.24)$$

kde  $n = 3$  je počet satelitů

$K = 1,5$  je zvolený součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení na jednotlivé satelity dle (3)

V tomto případě z počtu zubů usuzujeme, že pastorkem je satelit, který přenáší moment poměrný počtu zubů satelitu ku počtu zubů centrálního kola.

Krouticí moment přenášený na jednom satelitu (zde pastorek)

$$M_{K3CS} = M_{K3S} \cdot \frac{z_{II2}}{z_{II1}} = 420,88 \cdot \frac{30}{39} = 323,75 \text{ N} \cdot m \quad (5.25)$$

Výsledek návrhového výpočtu soukolí centrální kolo II – satelit II je uveden formou výpisu z programu (26) v Příloze A.

## 5.2.9 Výpočet geometrie soukolí centrální kolo II – satelit II

Výsledek výpočtu geometrie soukolí centrální kolo II – satelit II je uveden formou tabulky z programu (25) v Příloze B.

## 5.2.10 Pevnostní výpočet soukolí centrální kolo II – satelit II

Výsledek pevnostního výpočtu geometrie centrální kolo II – satelit II je uveden formou výpisu z programu (24) v Příloze C.

## 5.2.11 Návrhový výpočet soukolí satelit II – korunové kolo II

V tomto případě z počtu zubů usuzujeme, že pastorkem je satelit, který přenáší moment poměrný počtu zubů satelitu ku počtu zubů centrálního kola.

Krouticí moment přenášený na jednom satelitu

$$M_{K3SK} = M_{K3S} \cdot \frac{z_{II2}}{z_{II1}} = 420,88 \cdot \frac{30}{39} = 323,75 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.26)$$

Výsledek návrhového výpočtu soukolí satelit II – korunové kolo II je uveden formou výpisu z programu (26) v Příloze A.

Volím šířku ozubení  $b = 70 \text{ mm}$ . Zvolena optimálně z pevnostní kontroly.

Pro II. stupeň planetového převodu volím modul  $m_n = 3$ .

Při volbě velikosti modulu jsem přihlížel k pevnostní kontrole, použitým materiálům kol, ale zejména k rozměrům celého soukolí. Rozměry II. stupně planetového převodu jsou značné a přímo ovlivňují velikost celé převodové skříně. Rozměr skříně souvisí s její hmotností.

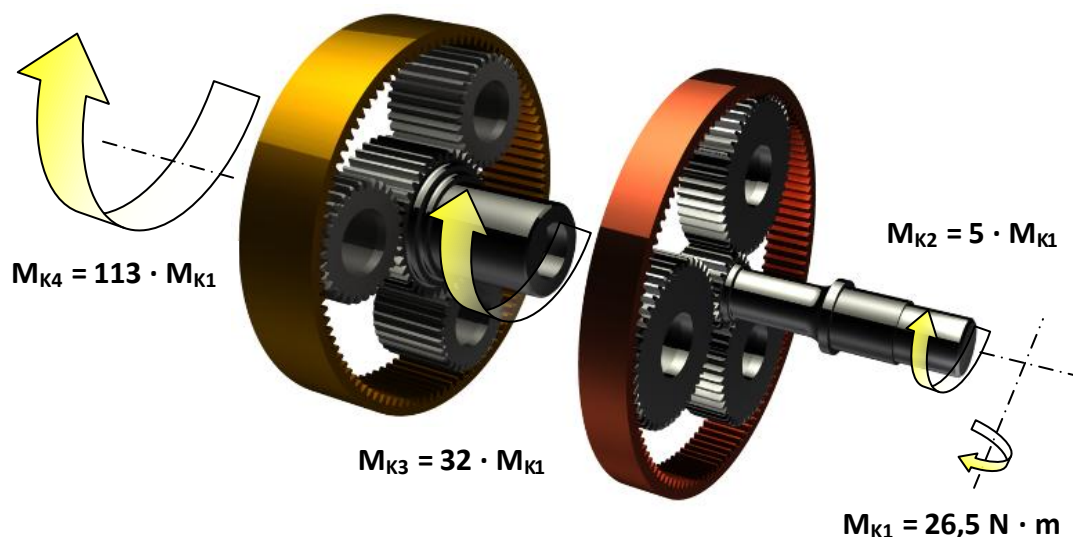
### 5.2.12 Výpočet geometrie soukolí satelit II – korunové kolo II

Výsledek výpočtu geometrie soukolí satelit II – korunové kolo II je uveden formou tabulky z programu (25) v Příloze B.

### 5.2.13 Pevnostní výpočet soukolí satelit II – korunové kolo II

Výsledek pevnostního výpočtu geometrie satelit II – korunové kolo II je uveden formou výpisu z programu (24) v Příloze C.

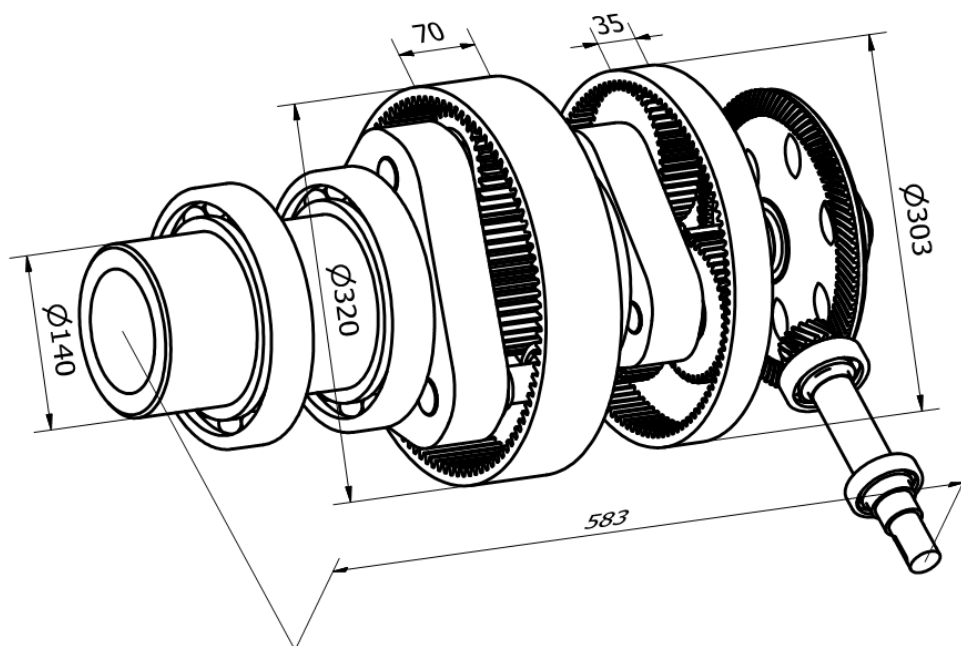
Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí jsou v Tab. 5.1 a v Příloze C. Podmínky kontroly za únavy materiálu a za jednorázového přetížení jsou splněny dle (7).



Obr. 5.1 Planetová soukolí

Tab 5.1 Shrnutí návrhu a kontroly ozubených kol převodovky

<b>Kuželové soukolí</b>  $m_{ne} = 2,5$  $i_1 = 5,05$  $b = 20 \text{ mm}$	<b>pastorek</b> $z_1 = 19$	kroučicí moment $M_{K1}$	26,5 N · m
		materiál konečný	12 020.4
		$S_{F1}$	4,758
		$S_{H1}$	1,805
	<b>kolo</b> $z_2 = 96$	materiál konečný	42 2719
		$S_{F2}$	3,884
		$S_{H2}$	1,324
<b>Planetové soukolí I</b>  $m_n = 2,5$  $i_2 = 6,29$  $b = 35 \text{ mm}$	<b>centrální kolo I</b> $z_{I1} = 21$	kroučicí moment $M_{K2}$	133,8 N · m
		materiál konečný	14 220.4
		$S_{F1}$	3,264
		$S_{H1}$	1,207
	<b>satelit I</b> $z_{I2} = 45$	materiál konečný	12 020.4
		$S_{F2}$	1,696
		$S_{H2}$	1,336
	<b>korunové kolo I</b> $z_{I3} = 111$	materiál konečný	12 050.7
		$S_{F3}$	2,236
		$S_{H3}$	1,865
<b>Planetové soukolí II</b>  $m_n = 3$  $i_3 = 3,54$  $b = 70 \text{ mm}$	<b>centrální kolo II</b> $z_{II1} = 39$	kroučicí moment $M_{K3}$	841,8 N · m
		materiál konečný	14 220.4
		$S_{F1}$	2,711
		$S_{H1}$	1,240
	<b>satelit II</b> $z_{II2} = 30$	materiál konečný	14 223.4
		$S_{F2}$	1,876
		$S_{H2}$	1,369
	<b>korunové kolo II</b> $z_{II3} = 99$	materiál konečný	12 050.7
		$S_{F3}$	3,295
		$S_{H3}$	2,113



Obr. 5.2 K porovnání rozměrů obou planetových soukolí

## 6 VÝPOČET VNĚJŠÍCH SIL V OZUBENÍ

Provedu výpočet vnějších sil v kuželovém a dvoustupňovém planetovém převodu.  
V ozubení působí tečná  $F_t$ , radiální  $F_r$  a axiální síla  $F_a$ .

### 6.1 Silové poměry v kuželovém soukolí

Pro výpočet opět uvažuji šikmé zuby se sklonem  $\beta = 32^\circ$ .

Při standardním úhlu os  $\Sigma = 90^\circ$  provedu výpočet jen pro pastorek. Ten je zatížen krouticím momentem  $M_{K1}$ . Síly působí vždy ve středním řezu.

Tečná síla na pastorku a zároveň na kole

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 26,5 \cdot 10^3}{43,617} = 1215,12 \text{ N} \quad (6.1)$$

kde  $d_{m1} = 43,617 \text{ mm}$  je průměr střední roztečné kružnice pastorku dle Přílohy C

#### A. Silové poměry při záběru vydutými boky zubů (výchozí smysl otáčení)

Radiální síla na pastorku

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta \cdot \sin \delta_1) \quad (6.2)$$

$$F_{r1} = \frac{1215,12}{\cos 32} \cdot (\operatorname{tg} 17,154 \cdot \cos 11,195 - \sin 32 \cdot \sin 11,195) = 286,44 \text{ N}$$

kde  $\alpha_{nm} = 17,154^\circ$  je střední normální úhel záběru dle Přílohy C

Axiální síla na pastorku

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta \cdot \cos \delta_1) \quad (6.3)$$

$$F_{a1} = \frac{1215,12}{\cos 32} \cdot (\operatorname{tg} 17,154 \cdot \sin 11,195 + \sin 32 \cdot \cos 11,195) = 830,71 \text{ N}$$

Radiální síla na kole a axiální síla na kole plynou z 3. Newtonova zákona

$$F_{r2} = F_{a1} = 830,71 \text{ N}, \quad F_{a2} = F_{r1} = 286,44 \text{ N}$$

#### B. Silové poměry při záběru vypouklými boky zubů (opačný smysl otáčení)

Radiální síla na pastorku

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 + \sin \beta \cdot \sin \delta_1) \quad (6.4)$$

$$F_{r1} = \frac{1215,12}{\cos 32} \cdot (\operatorname{tg} 17,154 \cdot \cos 11,195 + \sin 32 \cdot \sin 11,195) = 581,28 \text{ N}$$

Axiální síla na pastorku

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 - \sin \beta \cdot \cos \delta_1) \quad (6.5)$$

$$F_{a1} = \frac{1215,12}{\cos 32} \cdot (\operatorname{tg} 17,154 \cdot \sin 11,195 - \sin 32 \cdot \cos 11,195) = -658,98 \text{ N}$$

Radiální síla na kole a axiální síla na kole plynou z 3. Newtonova zákona

$$F_{r2} = F_{a1} = -658,98 \text{ N} , \quad F_{a2} = F_{r1} = 581,28 \text{ N}$$

## 6.2 Silové poměry v planetovém převodu

Silové poměry v planetovém převodu mají svá specifika. Díky vloženému satelitu se navzájem ruší radiální síly. Ozubení obou planet má přímé zuby, nepůsobí tedy axiální síly.

### 6.2.1 Silové poměry ve I. stupni planetového převodu

Tečná síla mezi centrálním kolem a satelitem

$$F_{t12} = F_{t23} = F_t = \frac{M_{K2}}{d_1 \cdot n} \cdot K \Rightarrow F_t = \frac{133,83}{52,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3} \cdot 1,4 = 1189,60 \text{ N} \quad (6.6)$$

kde  $d_1 = 52,5 \text{ mm}$  je roztečný průměr centrálního kola dle Přílohy B

Síla působící na jeden satelit

$$F_s = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 1189,60 = 2379,20 \text{ N} \quad (6.7)$$

### 6.2.2 Silové poměry ve II. stupni planetového převodu

Tečná síla mezi centrálním kolem a satelitem

$$F_{t12} = F_{t23} = F_t = \frac{M_{K3}}{d_1 \cdot n} \cdot K \Rightarrow F_t = \frac{841,76}{117 \cdot 10^{-3} \cdot 3} \cdot 1,5 = 3597,27 \text{ N} \quad (6.8)$$

kde  $d_1 = 117,0 \text{ mm}$  je roztečný průměr centrálního kola II dle Přílohy B

Síla působící na jeden satelit

$$F_s = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 3597,27 = 7194,54 \text{ N} \quad (6.9)$$

Dle mého očekávání působí největší síla na satelitu v II. stupni planetového převodu.

V souvislosti s volbou ložiska a čepu je satelit kritickým místem celé kuželo-planetové převodovky.



## 7 KONTROLA HŘÍDELÍ

V převodovce jsou celkem čtyři hřídele. Vstupní hřídel s kuželovým pastorkem I a hřídel II s kuželovým kolem jsou namáhány krutem a třemi vzájemně kolmými silami. Hřídel III a výstupní hřídel IV jsou namáhány pouze krutem. Nejprve stanovím průměr hřídelí a pak tyto navržené hřídele pevnostně zkontroluji. Náhled na umístění hřídelí je na Obr. 7.1.

### 7.1 Výpočet průměrů hřídelí

Minimální průměry hřídelí stanovuji z pevnostní podmínky v krutu jako předběžný návrh průměru. Při volbě základních průměrů hřídelí jsem omezen rozměrovými požadavky pastorku a normalizovanými součástmi (výstupní hřídel motoru, válcové konce hřídelů, ložiska, pera).

#### Vstupní hřídel I

Z pevnostní podmínky v krutu vypočtu minimální průměr

$$d_{I\text{MIN}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K1}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 26,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 17,54 \text{ mm} \quad (7.1)$$

kde  $\tau_{DI} = 25 \text{ MPa}$  je dovolené napětí v krutu dle (4)

Volím základní průměr vstupní hřídele po přičtení hloubky pera v hřídeli a dle válcových konců hřídelí  $d_I = 25 \text{ mm}$ .

#### Hřídel II

Z pevnostní podmínky v krutu předběžně vypočtu minimální průměr

$$d_{II\text{MIN}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K2}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 133,83 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 32,42 \text{ mm} \quad (7.2)$$

kde  $\tau_{DII} = 20 \text{ MPa}$  je dovolené napětí v krutu dle (4)

Volím základní průměr hřídele  $d_{II} = 36 \text{ mm}$ .

#### Hřídel III

Z pevnostní podmínky v krutu předběžně vypočtu minimální průměr

$$d_{III\text{MIN}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K3}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 841,76 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15}} = 65,87 \text{ mm} \quad (7.3)$$

kde  $\tau_{DIII} = 15$  MPa je dovolené napětí v krutu dle (4)

Volím základní průměr hřídele po přičtení hloubky pera v hřídeli  $d_{III} = 75$  mm.

### Výstupní dutá hřídel IV

Z pevnostní podmínky v krutu předběžně vypočtu minimální průměr

$$d'_{IVMIN} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K4}}{\pi \cdot \tau_{DIV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3000 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16}} = 98,48 \text{ mm} \quad (7.4)$$

kde  $\tau_{DIV} = 16$  MPa je dovolené napětí v krutu dle (4)

Vnitřní průměr duté hřídele je shodný s průměrem plného hřídele stroje, vypočteno v kap. 4.3.

Minimální nosný průřez duté hřídele

$$S_{MIN} = \frac{\pi \cdot d'^2_{IVMIN}}{4} = 7617,04 \text{ mm}^2 \quad (7.5)$$

Minimální vnější rozměr duté hřídele

$$S_{MIN} = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2_{IVMIN} - d^2_{cMIN})$$
$$d_{IVMIN} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{MIN}}{\pi} + d^2_{cMIN}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7617,04}{\pi} + 98,48^2} = 139,27 \text{ mm} \quad (7.6)$$

kde  $d_{cMIN} = 98,48$  mm je minimální průměr připojovacího čepu nápravy

Volím základní průměr výstupní hřídele  $d_{IV} = 140$  mm.

## 7.2 Pevnostní kontrola hřídelí

Pevnostní kontrole podrobím pouze hřídel I a II. Zbylé hřídele nejsou zatíženy silami od ozubení a při rotaci na ně působí jen vlastní hmotnost.

Pevnostní kontrolu jsem se rozhodl provést v programu Autodesk Inventor (23). Výpisy z programu jsou v Příloze D. Shrnutí pevnostních kontrol ukazují Tab. 7.1 a Tab. 7.2.

Hodnoty meze kluzu materiálů obou hřídelů jsem čerpal z programu (24).

Příklad výpočtu dílčí statické bezpečnosti pro hřídel II,  $k_{S MIN} = 1,5$  dle (7)

$$k_S = \frac{R_{eMIN}}{\sigma_{redGuest}} = \frac{225}{30,2} = 7,5 \quad (7.7)$$

Tab 7.1 Pevnostní kontrola hřídele I

<b>Hřídel I, <math>R_{e120,4} = 295 \text{ MPa}</math></b>	<b>výchozí smysl otáčení</b>	Radiální reakce v podpoře 1	$F_{R1}$	309,8 N
		Axiální reakce v podpoře 1	$F_{A1}$	830,7 N
		Radiální reakce v podpoře 2	$F_{R2}$	1526,1 N
		Natočení max.	$\varphi$	0,017 °
		Průhyb max.	$y$	13,6 $\mu\text{m}$
		Redukované napětí dle Guesta	$\sigma_{\text{redGuest}}$	27,9 MPa
		<b>Statická bezpečnost</b>	<b><math>k_S</math></b>	<b>8,1</b>
	<b>opačný smysl otáčení</b>	Radiální reakce v podpoře 1	$F_{R1}$	399,2 N
		Axiální reakce v podpoře 1	$F_{A1}$	659,0 N
		Radiální reakce v podpoře 2	$F_{R2}$	1733,9 N
		Natočení max.	$\varphi$	0,022
		Průhyb max.	$y$	17,6 $\mu\text{m}$
		Redukované napětí dle Guesta	$\sigma_{\text{redGuest}}$	32,4 MPa
		<b>Statická bezpečnost</b>	<b><math>k_S</math></b>	<b>6,9</b>

Tab 7.2 Pevnostní kontrola hřídele II

<b>Hřídel II, <math>R_{e14220,4} = 588 \text{ MPa}</math></b>	<b>výchozí smysl otáčení</b>	Radiální reakce v podpoře 1	$F_{R1}$	271,2 N
		Axiální reakce v podpoře 1	$F_{A1}$	286,4 N
		Radiální reakce v podpoře 2	$F_{R2}$	1241,8 N
		Natočení max.	$\varphi$	0,006 °
		Průhyb max.	$y$	5,5 $\mu\text{m}$
		Redukované napětí dle Guesta	$\sigma_{\text{redGuest}}$	30,2 MPa
		<b>Statická bezpečnost</b>	<b><math>k_S</math></b>	<b>7,5</b>
	<b>opačný smysl otáčení</b>	Radiální reakce v podpoře 1	$F_{R1}$	542,0 N
		Axiální reakce v podpoře 1	$F_{A1}$	581,3 N
		Radiální reakce v podpoře 2	$F_{R2}$	963,8 N
		Natočení max.	$\varphi$	0,009°
		Průhyb max.	$y$	10,4 $\mu\text{m}$
		Redukované napětí dle Guesta	$\sigma_{\text{redGuest}}$	32,8 MPa
		<b>Statická bezpečnost</b>	<b><math>k_S</math></b>	<b>6,9</b>

Dovolený průhyb hřídele pro kuželové soukolí dle (16)

$$y_{D12} = 0,01 \cdot m_{n12} = 0,01 \cdot 2,5 = 0,025 \text{ mm} = 25 \mu\text{m} \quad (7.8)$$

Dovolené natočení ozubených kol pro nemodifikovaná soukolí a stupeň přesnosti 7 dle (16)

$$\varphi_{KD} = 1' \div 2' = 0,017^\circ \div 0,033^\circ \quad (7.9)$$

Předběžné dovolené natočení jednořadých kuličkových ložisek dle (16)

$$\varphi_{LD} = 2' \div 10' = 0,033^\circ \div 0,167^\circ \quad (7.10)$$

Je zřejmé, že oba hřídele ve všech požadavcích vyhověly pevnostní kontrole.

## 8 VÝPOČET LOŽISEK

Charakteristickým rysem a zároveň menší nevýhodou planetové převodovky je vyšší počet použitých ložisek.

Rozlišil jsem tři oblasti ložisek. V první oblasti se nacházejí ložiska zachytávající síly z kuželového převodu. Tyto musejí být počítány na oba smysly otáčení, neboť při změně smyslu otáčení se mění silové poměry v kuželovém soukolí. Do druhé oblasti jsem zařadil ložiska na čepích obou satelitů. A v třetí oblasti jsou ložiska, která nejsou zatížena silami z ozubení a nesou jen hmotnost součástí. Uvažoval jsem se součinitelem vnějších dynamických sil  $K_A = 1,1$ . Náhled na umístění ložisek je na Obr. 8.1.

### 8.1 Výpočet trvanlivosti ložisek dle SKF

Rozhodl jsem se provést výpočet trvanlivosti ložisek dle standardu firmy SKF, formou internetového výpočetního programu SKF. Příslušné výpisy z programu jsou v Příloze E. V Tab. 8.1 je uvedeno shrnutí výpočtů trvanlivosti. Požadovaná životnost je 5 000 hod. Mazání ložisek a zvolený olej viz. níže.

Tab. 8.1 Shrnutí výpočtu ložisek

( $P_r$  = ekvivalentní dynamické zatížení,  $C$  = základní dynamická únosnost,

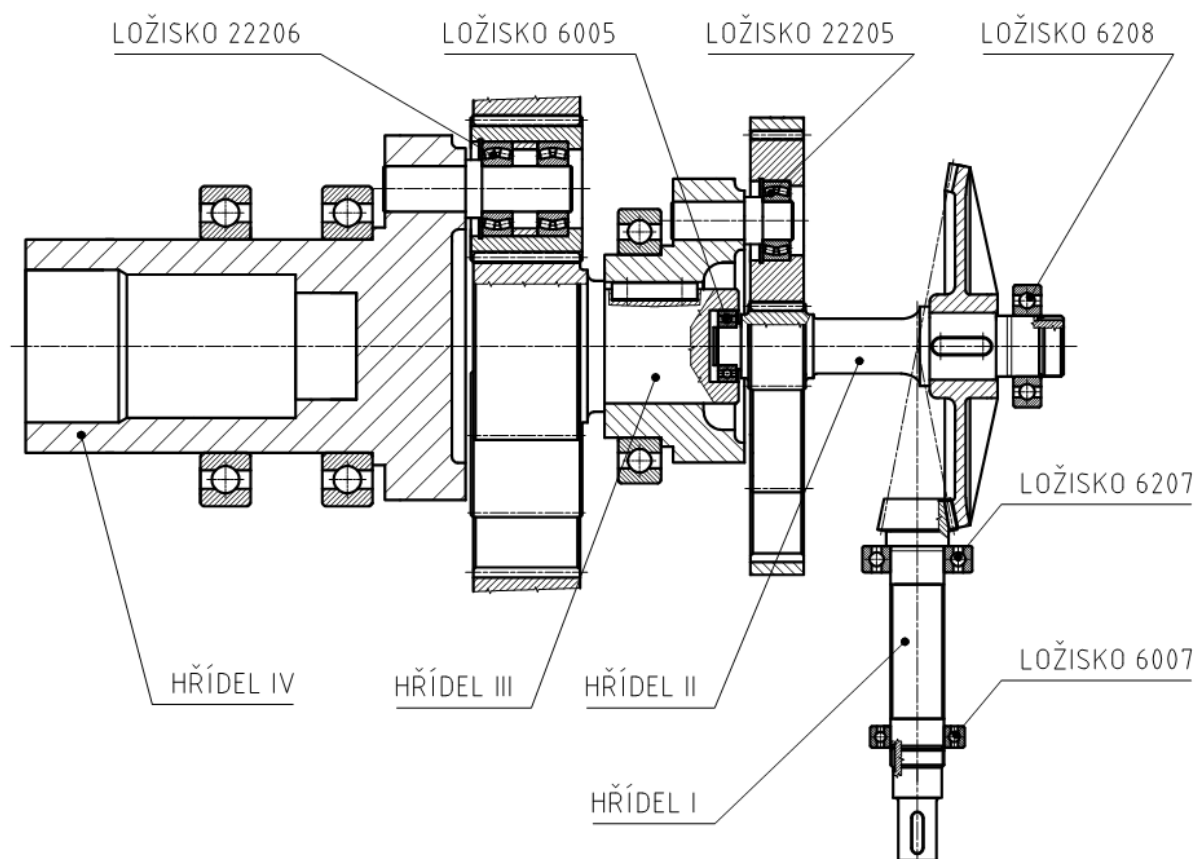
$L_{10h}$  = základní trvanlivost v hod.,  $L_{10mh}$  = základní modifikovaná trvanlivost v hod. )

Ložisko	$P_r$ kN	$C$ kN	$L_{10h}$ hod.	$L_{10mh}$ hod.	Závěr (> 5 000)
6007	1,53	16,8	15 300	24 700	vyhovující
6007 (reverzace)	1,36		21 800	40 100	vyhovující
6207	1,68	27	48 100	32 800	vyhovující
6207 (reverzace)	1,91		110 500	64 600	vyhovující
6208	1,46	32,5	644 700	$> 1 \cdot 10^6$	vyhovující
6208 (reverzace)	1,80		344 000	933 400	vyhovující
6005	0,298	11,9	$> 1 \cdot 10^6$	$> 1 \cdot 10^6$	vyhovující
6005 (reverzace)	0,596		$> 1 \cdot 10^6$	$> 1 \cdot 10^6$	vyhovující
22205	2,62	49	$> 1 \cdot 10^6$	$> 1 \cdot 10^6$	vyhovující
22206	3,96	64	$> 1 \cdot 10^6$	$> 1 \cdot 10^6$	vyhovující

Z Tab. 8.1 vyplývá, že všechna ložiska vyhovují požadované trvanlivosti 5 000 hod.

Vysoké trvanlivosti jsou způsobeny relativně malým zatížením ložisek a zejména jejich velmi nízkými otáčkami. Zbývající ložiska, která jsem nepočítal a nejsou zatížena silami z ozubení, mají trvanlivost ještě vyšší. Po vyřazení pohonu z provozu může být většina ložisek v perfektním technickém stavu.

I proto jsem se rozhodl, že v převodovce budou ložiska od firmy ZKL, která vyrábí ložiska s menší základní dynamickou únosností než firma SKF.



*Obr. 8.1 Umístění kontrolovaných ložisek a hřídelí v převodovce*

### **Mazání převodovky**

Ozubená kola a ložiska převodovky budou mazána systémem brodění v olejové lázni. Volím převodový olej MOGUL INTRANS 220, viskozita 220 mm<sup>2</sup>/s při 40° C, klasifikace CLP 220 dle (18). Životnost tohoto syntetického oleje překračuje projektovanou životnost převodovky 5 000 hodin.

## 9 KONTROLA OSTATNÍCH KRITICKÝCH SOUČÁSTÍ

V této kapitole podrobím pevnostním kontrolám vybrané kritické uzly převodovky. Rozhodl jsem se provést kontrolu tří spojení pomocí pera a kontrolu čepů obou unašečů.

### 9.1 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera

Krouticí moment v převodovce je přenášen mj. i trojicí spojení pomocí těsného pera dle ČSN 02 2562. Kontrola tohoto spojení bude spočívat v navržení potřebné délky pera pro přenos daného krouticího momentu.

#### 9.1.1 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera na hřídeli I

Pro průměr hřídele  $d = 25$  mm přísluší dle ČSN 02 2507 pero, jehož rozměry dle (9) jsou uvedeny v tab. 9.1. Všechny součásti jsou z uhlíkové oceli,  $p_D = 120$  MPa dle (7). Vstupní údaje pro výpočet shrnuje tab. 9.1.

Tab. 9.1

$M_K$	$d$	$p_D$	$b$	$h$	$t$	$t_1$
N·m	mm	MPa	mm	mm	mm	mm
26,5	25	120	8	7	4,1	2,9

Pero je namáháno na střih a na otláčení. Rozhodující je kontrola na otláčení, a to pera v náboji. V náboji se pero dotýká náboje plochou o délce  $l'$  a šířce  $t_1$ .

Pevnostní podmínka

$$p_2 = \frac{F_2}{(l-b) \cdot t_1} \leq p_D \quad (9.1)$$

Odtud vypočtu délku přímkové části boku pera  $l'$

$$l' \geq \frac{F_2}{t_1 \cdot p_D} = \frac{M_K}{\frac{d+t_1}{2} \cdot t_1 \cdot p_D} = \frac{26,5 \cdot 10^3}{\frac{25+2,9}{2} \cdot 2,9 \cdot 120} = 5,5 \text{ mm} \quad (9.2)$$

Dle ČSN 02 2562 volím po přičtení šířky pera  $b$  délku pera  $l = 28$  mm.

Volím PERO 8e7 x 7 x 32 ČSN 02 2562.

### 9.1.2 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera na hřídeli II

Pro průměr hřídele  $d = 44$  mm přísluší dle ČSN 02 2507 pero, jehož rozměry dle (9) jsou uvedeny v tab. 9.2. Náboj je z ocelolitiny,  $p_D = 70$  MPa dle (7). Pero a hřídel jsou z uhlíkové ocele.

Vstupní údaje pro výpočet shrnuje tab. 9.2.

Tab. 9.2

$M_K$	$d$	$p_D$	$b$	$h$	$t$	$t_1$
N·m	mm	MPa	mm	mm	mm	mm
133,83	44	70	12	8	4,9	3,1

Vypočtu délku přímkové části boku pera  $l'$

$$l' \geq \frac{F_2}{t_1 \cdot p_D} = \frac{M_K}{\frac{d+t_1}{2} \cdot t_1 \cdot p_D} = \frac{133,83 \cdot 10^3}{\frac{44+3,1}{2} \cdot 3,1 \cdot 70} = 26,9 \text{ mm} \quad (9.3)$$

Dle ČSN 02 2562 volím po přičtení šířky pera  $b$  délku pera  $l = 40$  mm.

Volím PERO 12e7 x 8 x 40 ČSN 02 2562.

### 9.1.3 Kontrola spojení hřídele a náboje pomocí pera na hřídeli III

Pro průměr hřídele  $d = 75$  mm přísluší dle ČSN 02 2507 pero, jehož rozměry dle (9) jsou uvedeny v tab. 9.3. Náboj je z ocelolitiny,  $p_D = 70$  MPa dle (7). Pero a hřídel jsou z uhlíkové a slitinové ocele.

Vstupní údaje pro výpočet shrnuje tab. 9.3.

Tab. 9.3

$M_K$	$d$	$p_D$	$b$	$h$	$t$	$t_1$
N·m	mm	MPa	mm	mm	mm	mm
841,76	75	70	20	12	7,4	4,6

Vypočtu délku přímkové části boku pera  $l'$

$$l' \geq \frac{F_2}{t_1 \cdot p_D} = \frac{M_K}{\frac{d+t_1}{2} \cdot t_1 \cdot p_D} = \frac{841,76 \cdot 10^3}{\frac{75+4,6}{2} \cdot 4,6 \cdot 70} = 67,6 \text{ mm} \quad (9.4)$$

Délka pera na konstrukčním celku hřídele III vychází příliš velká. Z rozměrových důvodů použiji 2 pera.

Vypočtu délku přímkové části boku jednoho pera  $l'$

$$l' \geq \frac{1}{2} \cdot \frac{F_2}{t_1 \cdot p_D} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_K}{\frac{d+t_1}{2} \cdot t_1 \cdot p_D} = \frac{1}{2} \cdot \frac{841,76 \cdot 10^3}{\frac{75+4,6}{2} \cdot 4,6 \cdot 68} = 33,8 \text{ mm} \quad (9.5)$$

Dle ČSN 02 2562 volím po přičtení šířky pera b délku jednoho pera  $l = 56 \text{ mm}$ .

Volím 2x PERO 20e7 x 12 x 56 ČSN 02 2562.

Tyto dvě pera budou na hřídeli vzájemně pootočená o  $120^\circ$ .

## 9.2 Pevnostní kontrola čepů unášeců

Spojovací čepy slouží k otočnému spojení součástí. Na unášeci I je uložen čep I. Na unášeci II je uložen čep II. Oba čepy přenášejí tahovou sílu od satelitu a jsou v unášeci nalisovány, takže jsou namáhány na ohyb, na střih a na měrný tlak. Z důvodu matematického porovnání vztahů pro výpočet uvedených namáhání neprovedu kontrolu na střih – pokud vyjde kontrola na měrný tlak. Průměr čepů jsem stanovil z vnitřního průměru použitých soudečkových ložisek.

### 9.2.1 Pevnostní kontrola čepu I

Čep má průměr  $d = 25 \text{ mm}$ . Je z oceli 11 343.

Ohybové napětí čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_s \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{2379,2 \cdot 41,35}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 64,1 \text{ MPa} \quad (9.6)$$

kde  $l = 41,35 \text{ mm}$  je rameno na čepu I, odměřeno z výkresu sestavy č. LON028 – 10

Kontrola měrného tlaku

$$p \leq p_D \quad (9.7)$$

$$\frac{F_s}{d \cdot b'} \leq p_D \Rightarrow \frac{2379,2}{25 \cdot 16} \leq 100 \Rightarrow 5,6 \leq 100 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (9.8)$$

kde  $b' = 16 \text{ mm}$  je styková šířka soudečkového ložiska 22205 s čepem

$p_D = 100 \text{ MPa}$  je dovolený měrný tlak oceli 11 343 dle (7)

Bezpečnost k mezi kluzu čepu

$$k_s = \frac{R_{e\min}}{\sigma_o} = \frac{180}{64,1} = 2,8 \Rightarrow \text{vyhovuje dle (7)} \quad (9.9)$$

kde  $R_{e\min} = 180 \text{ MPa}$  je minimální mez kluzu oceli 11 343 dle (9)



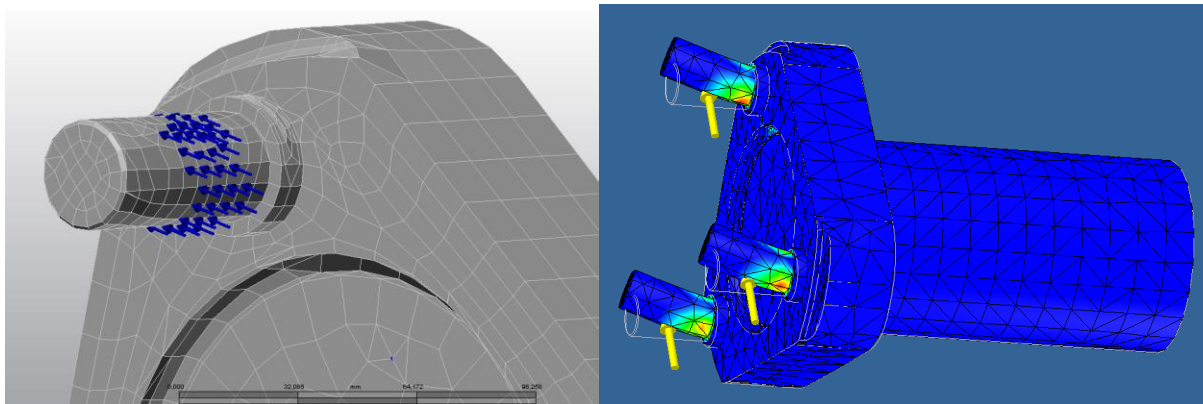
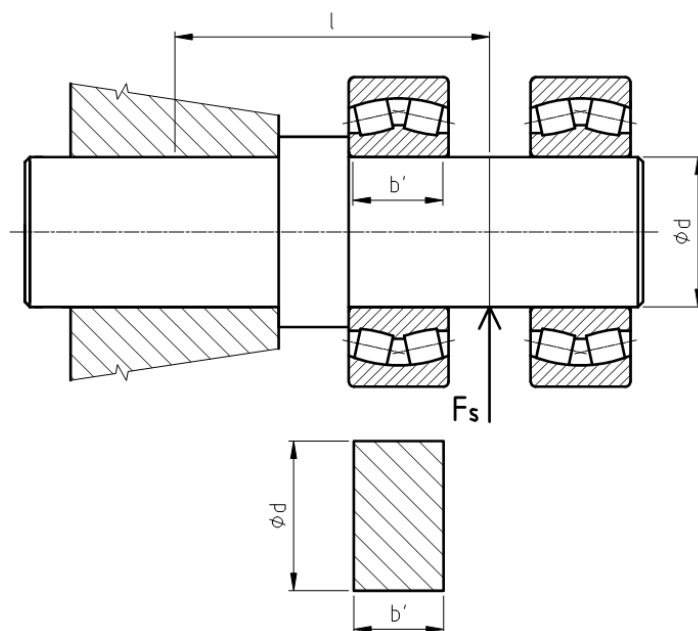
## 9.2.2 Pevnostní kontrola čepu II

Čep má průměr  $d = 30$  mm. Je z oceli 11 500.

Výpočet a zdroje hodnot jsou identické jako v kap. 9.2.1. Výsledky kontroly jsou v Tab. 9.4.

Tab. 9.4

Síla půs. na čep	$F_s$	7194,54 N
Rameno na čepu	$l$	62,5 mm
Ohybové napětí	$\sigma_O$	169,6 MPa
Styková šířka ložiska 22206	$b'$	18 mm
Měrný tlak	$p$	13,3 MPa
Dovolný měrný tlak ocele	$p_{D11500}$	120 MPa
Min. mez kluzu ocele	$R_{emin11500}$	245 MPa
Součinitel bezpečnosti	$k_s$	1,5
Závěr	vyhovuje	



Obr. 9.1 K pevnostní kontrole čepu

## 10 ZÁVĚR

Hlavním cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout pohon pro pojezdový vůz. Vlastní konstrukční práce byla zaměřena na návrh kuželo–planetové převodovky. Byly provedeny dimenzování a pevnostní kontroly stěžejních uzlů převodovky.

Nejprve jsem stanovil pojezdový odpor vozu, který musí překonat zvolený motor o daných parametrech. Z otáček motoru a otáček kol vozu jsem vypočetl potřebný převodový poměr, který musí převodovka transformovat. K transformaci požadovaného převodu jsem stanovil tři ozubená soukolí. Kvůli zástavbovým rozměrům byl použit převod kuželovými koly. Pro značnou redukci otáček a zajištění značného krouticího momentu pojezdových kol jsem použil dva stupně planetového převodu.

Dále jsem provedl návrh ozubení a hřídelí. Navržená ozubená kola a hřídele jsem pak pevnostně zkontroloval, i s ohledem na požadovanou životnost. Rozhodl jsem o vhodných druzích použitých ložisek, které jsem nato zkontroloval na požadovanou trvanlivost. Na závěr práce jsem věnoval pozornost kontrole přenosu krouticího momentu pomocí těsných per a kontrole čepů satelitů.

Všechny kontrolované komponenty vyhovují pevnostně i z hlediska trvanlivosti. Cíle práce byly splněny.

V celé práci je obsaženo mnoho výpočtů a kontrol ozubení, hřídelí a ložisek. Z důvodu usnadnění i realizace namáhavých výpočtů a z důvodu pružných reakcí v optimalizaci mnoha konstrukčních faktorů jsem používal různé profesní software.

Největší potíže mi činily volba konstrukčního řešení unášeců, pevnostní kontroly ozubených kol druhého stupně planetového převodu i uložení hřídele s kuželovým pastorkem s ohledem na montáž. Musel jsem optimalizovat oba planetové převody s ohledem na přípustné rozměry převodovky, podmínky smontovatelnosti i na přenos velkých momentů. Zejména v oblasti řešení planetového převodu spatřuji cestu ke zlepšení a vývoji kvalitativních parametrů převodovky. V této souvislosti se dá uvažovat o oboustranném provedení unášče, o plovoucím uložení centrálního kola, o kluzných ložiscích satelitů, apod.

### Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce, Ing. Milanu Výtiskovi, za jeho cenné rady a praktické postřehy, které přispěly ke kvalitě konstrukčního řešení problematiky.

# 11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

## Literatura

- (1) ČSN 01 4686, Část 4 *Návrhový výpočet ozubení*
- (2) ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*
- (3) BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů III. Převody*. 2. upr. vyd. Brno: VUT. 1987. 267 s. ISBN 55-618-87.
- (4) BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska*. 1. vyd. Brno: VUT. 1983. 214 s. ISBN 55-565-83.
- (5) BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol.: *Části strojů, 1. svazek*. 5. vyd. Praha: SNTL. 1989. 776 s. ISBN 04-202-89
- (6) DRASTÍK, F.: *Technické kreslení I. Pravidla tvorby výkresů ve strojírenství*. 2. vyd. Ostrava: Montanex. 2005. 260 s. ISBN 87-7225-195-3
- (7) KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB–TU. 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- (8) KREITH, F., Ed.: *Mechanical Engineering Handbook*. 1st Edition. Boca Raton: CRC Press LLC. 1999. No. Pages 1316. ISBN 978-0-8493-0866-6
- (9) LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha: Albra. 2006. 914 s. ISBN 80-7361-033-7
- (10) LITVIN, F. L., Ed.: *New Design and Improvement of Planetary Gears Trains*. Chicago: University of Illinois at Chicago & NASA Glenn Research Center. No. Pages 31. 2004. Report No. NASA CR–2004-213101, ARL–CR–0540
- (11) NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vyd. Ostrava: VŠB–TU. 2008. 114 s. ISBN 978-80-248-1782-8
- (12) PARMLEY, R. O.: *Illustrated sourcebook of mechanical components*. 4th Edition. New York: McGraw–Hill. 2000. No. Pages 947. ISBN 0-07-048617-4
- (13) REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F. a kol.: *Jeřáby I*. 2. vyd. Praha: SNTL. 1974. 661 s. ISBN 42-163-74.
- (14) SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R.: *Standard Handbook of Machine Design*. 2nd Edition. New York: McGraw–Hill. 1996. No. Pages 1700. ISBN 0-07-056958-4
- (15) ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. 1. vyd. Praha: ČVUT. 2003. 174 s. ISBN 80-01-01934-9

## On-line zdroje

- (16) HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 2007. Dostupné z: [www.347.vsb.cz](http://www.347.vsb.cz) [cit. 2010-05-7]
- (17) *Osobní stránky, doc. Ing. Zdeněk Folta, PhD.* Dostupné z: [www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm](http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm) [cit. 2010-05-7]
- (18) *PARAMO katalog převodových olejů*. Dostupné z: [www.paramo.cz](http://www.paramo.cz) [cit. 2010-05-7]
- (19) *SIEMENS katalog K02-0409 CZ*. Dostupné z: [www.siemens.cz/ad](http://www.siemens.cz/ad) [cit. 2010-05-7]
- (20) *SKF Group*. Dostupné z: [www.skf.com](http://www.skf.com) [cit. 2010-05-7]
- (21) *STUEWE Reibschlussverbindungen Katalog*. Dostupné z: [www.stuewe.de](http://www.stuewe.de) [cit. 2010-05-7]

## Profesní software

- (22) © Autodesk, Inc.: *AutoCAD Mechanical 2009*, [www.autodesk.com](http://www.autodesk.com)
- (23) © Autodesk, Inc.: *Autodesk Inventor Professional 2011*, [www.autodesk.com](http://www.autodesk.com)
- (24) © Němček, M.: *ČSNw*, VŠB-TU Ostrava, 2008, [www.vsb.cz](http://www.vsb.cz)
- (25) © Němček, M.: *Geometrie*, VŠB-TU Ostrava, 2008, [www.vsb.cz](http://www.vsb.cz)
- (26) © Němček, M.: *Modul*, VŠB-TU Ostrava, 2007, [www.vsb.cz](http://www.vsb.cz)
- (27) © Němček, M.: *Planeta*, VŠB-TU Ostrava, 2009, [www.vsb.cz](http://www.vsb.cz)

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace

Výkres sestavy: POHON PŘEVODOVKOU KUŽELO–PLANETOVOU

č. výkresu LON028 – 10

Výrobní výkres: HŘÍDEL IV (VÝSTUPNÍ)

č. výkresu LON028 – 34

### Přílohy

Příloha A	Návrhový výpočet ozubení
Příloha B	Geometrie ozubení
Příloha C	Pevnostní výpočet ozubení
Příloha D	Výsledné průběhy zatížení hřídelí
Příloha E	Výpočet trvanlivosti ložisek
Příloha F	Obrázky virtuálního prototypu pohonu